*Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 36, 4, 2024. (57-74)*

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

# Investigating the Effect of Angle and Length of Vortex Generators with Sinusoidal Structure on Compact Heat Exchangers Performance*

Research Article

Ali Sadollah[1], Davood Barati[2], Amir Hossein Dodangeh[3]

*https://doi.org/10.22067/jacsm.2024.81445.1171*

**Abstract** *The increasing use of compact heat exchangers, which are both lighter and occupy less space than larger exchangers, has made the study of such exchangers more essential. The main aim of this article is to examine several proposed models of this type of converter, incorporating vortex generators with different geometries, in terms of heat transfer rate and pressure drop. To achieve these objectives, vortex generators with sinusoidal wave profiles have been designed and analyzed under various angles of attack and different lengths to determine the effects of these geometric parameters on the heat transfer rate from the tubes and the pressure drop along the converter. In this study, hot air at a constant temperature of 350 K flows inside the tubes, while cold air at a temperature of 300 K flows through the shell of the heat exchanger. The problem has been discretized in a steady-state 2D form for slow fluid flow (Reynolds numbers ranging from 400 to 1000) using the finite element method (FEM) and analyzed with ANSYS Fluent commercial software. The results indicate that sinusoidal vortex generators with an angle of attack of 20 degrees and a length of 6 mm provide the most favorable balance between heat transfer and pressure drop among the studied configurations.*

**Keywords** Heat transfer rate; Compact heat exchanger; Sinusoidal vortex generators; London Goodness factor.

## 1. Introduction

Shell-and-tube heat exchangers are among the most widely utilized equipment in the industry, and their optimal performance is critically important. Over the years, extensive research has been conducted on these heat exchangers. In the past two decades, the introduction of vortex generators has significantly enhanced heat exchanger efficiency. Studies suggest that sinusoidal vortex generators outperform flat ones in terms of efficiency and overall performance.

The primary objective of this paper is to design and identify the optimal configuration for a sinusoidal vortex generator to achieve high heat transfer rates and minimal pressure drops in a compact heat exchanger. To this end, a sinusoidal wave design is applied to the vortex generators, and their performance is examined across varying amplitudes, angles of attack, and lengths.

## 2. Physical Situation

A compact shell-and-tube heat exchanger, whose schematic is illustrated in Fig. 1, has been considered for this study.

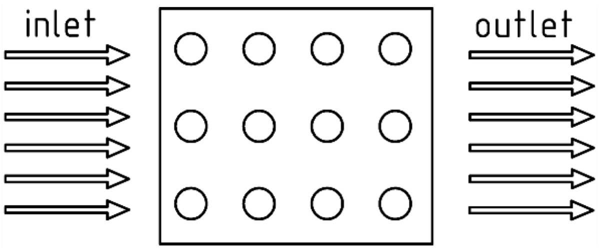



**Figure 1. Overall schematic of the compact shell and tube heat exchanger without vortex generators.**

This heat exchanger transfers heat from the hot fluid inside the tubes (air at a constant temperature of 350 K) to the cold fluid (air at a constant temperature of 300 K) flowing through the shell. As a result, the air inside the tubes is cooled. The fluids used in this study are assumed to be incompressible, with constant thermodynamic properties. The fluid flow regime in the shell of the heat exchanger is considered laminar and steady due to the low inlet velocity and the small cross-sectional area, resulting in low Reynolds numbers.

*Manuscript received: March 3, 2023 . Revised, May 5, 2024 , Accepted, June 16, 2024.

[1] Corresponding Author: Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Science and Culture, Tehran, Iran. **Email**: sadollah@usc.ac.ir

[2] Bachelor's Graduate in Energy Conversion, Faculty of Engineering, Islamic Azad University, Central Tehran Branch, Tehran Province, Iran.

[3]. Ph.D. Candidate in Energy Conversion, Faculty of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.

***Designing Vortex Generators***

In the design of these vortex generators, the thickness of all generators is 0.2 *mm*, and they are designed according to Eq. (1) weher values of $A$, $d$, and $\theta$ are defined in Table 1. Fig. 2 shows the overall schematic of these generators.

$$y = A(VG).sin(\frac{2\pi\theta}{d(VG)}) \quad (1)$$

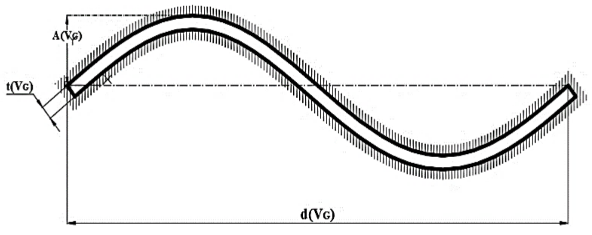



**Figure 2. Specifications of the vortex generators with a sinusoidal wave profile.**

**Table 1. Specifications of Eq. (1) related to the vortex generators.**

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $\theta$ (Degree) | 20 | | 30 | | 40 |
| $A(VG)$ | -1 | -0.5 | 0 | 0.5 | 1 |
| $d(VG)$ ($mm$) | 6 | | 8 | | 10 |

By observing Table 1, vortex generators are designed with three attack angles (20°, 30°, and 40°), three lengths (6, 8, and 10 mm), and five amplitudes. This results in the creation of 45 distinct models for this study. These models are developed to investigate the effects of various attack angles and lengths on key parameters such as the Nusselt number, pressure drop, and the London Goodness Factor.

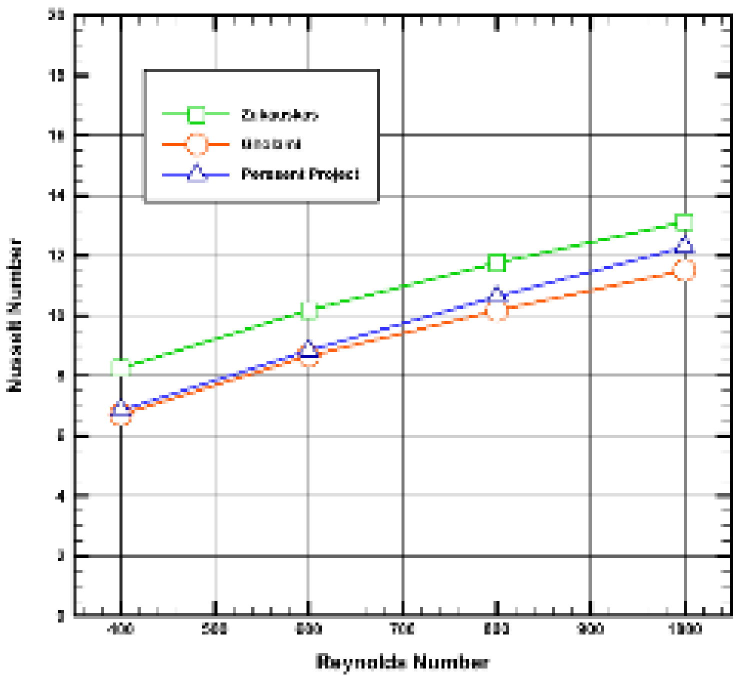
***Governing Equations***

In this study, the finite volume method (FVM) has been employed to solve the governing equations and analyze the system using ANSYS Fluent software.

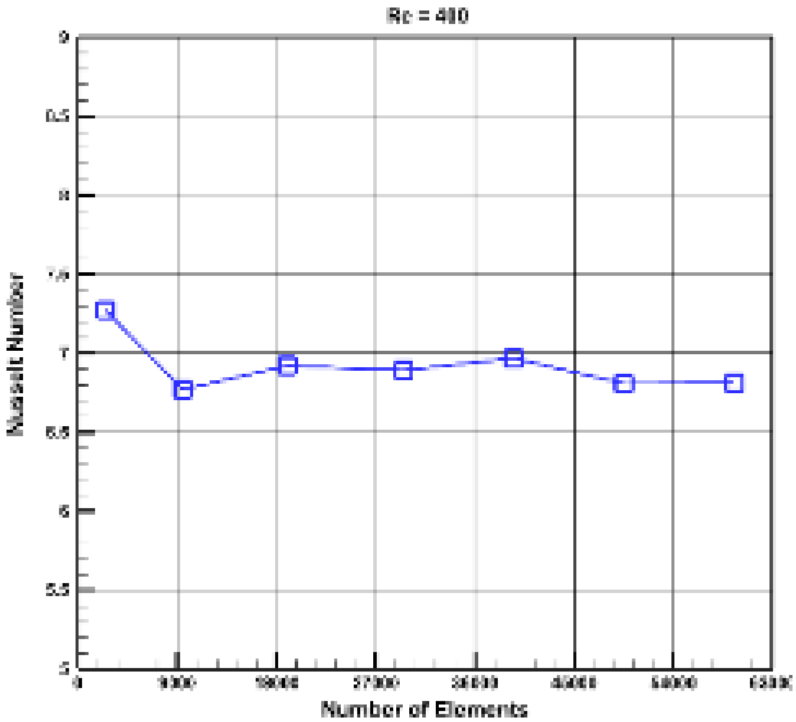
***Validation and Mesh Independence Study***

To validate the accuracy of the study, a comparison of the Nusselt number in the basic model (without vortex generators) has been conducted using data from the literature. It is worth mentioning that one of the reference articles presents experimental results, while the other provides numerical data. Figure 3a illustrates the validation results.

The computational domain for this problem has been meshed using the ANSYS Meshing module. Given the relatively simple geometry of the model, an unstructured mesh with tetrahedral elements has been employed for analysis. As depicted in Figure 3b, the number of elements has been systematically varied to study its effect on the Nusselt number. Computational cells were increased until no significant change in the variable was observed.

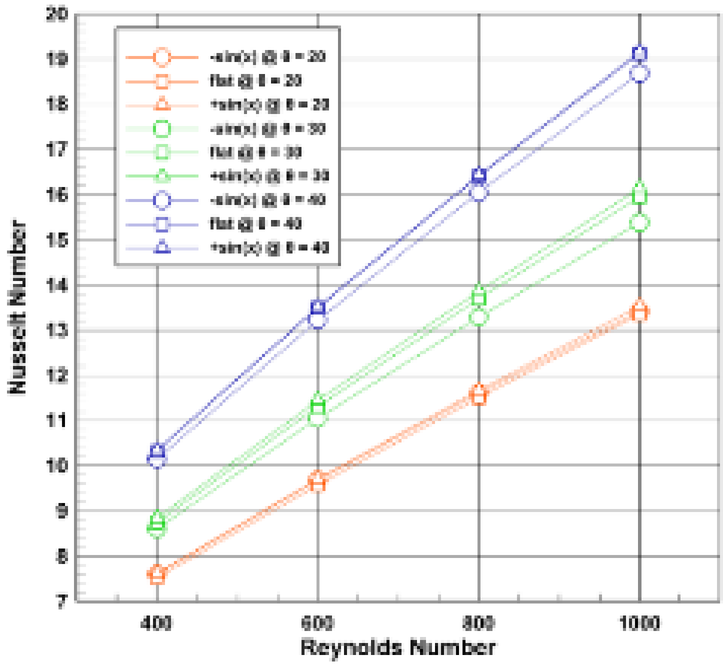



($a$)

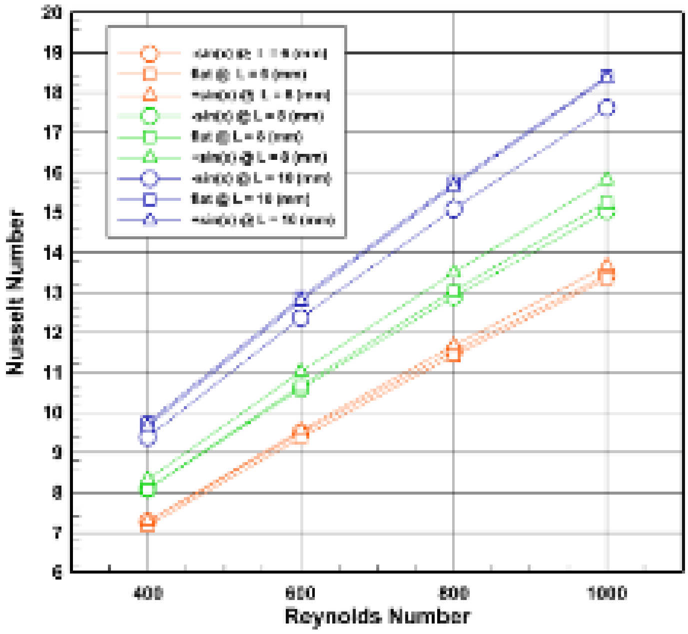



(*b*)

**Figure 3. a) Validation results, b) Results of mesh independence study.**




(*a*)




(*b*)

**Figure 4. *a*) Nusselt number at different attack angles, *b*) Nusselt number at different lengths.**

**3. Results and Discussions**

After examining the graphs, contours, and obtained results, it can be confidently stated that the calculated and precise use of vortex generators can significantly enhance heat transfer rates and reduce pressure drop. Obtained important findings of this paper are summarized as follows:

1- Regarding heat transfer rates from the tubes, it can be observed that when using vortex generators in the heat exchanger, priority should be given to using generators with the last tubes. This is because the fluid flow is deflected after colliding with the first tube, and the heat transfer gradually decreases along the length of the exchanger and in the subsequent tubes. Additionally, using larger attack angles and lengths contributes to increasing heat transfer rates to a greater extent.

2- Concerning the pressure drop in the heat exchanger, it can be noted that unlike the previous case, using smaller attack angles and lengths leads to a reduction in pressure drop. Therefore, if the goal is to minimize this parameter, the use of these factors is recommended.

3- In the examination of the London Goodness Factor, which is a parameter for the overall performance of the exchanger, it should be noted that mathematically, the designs leading to higher London Goodness Factor exhibit better performance and are more suitable choices for selection. The obtained numerical results are depicted for Nusselt number in different attack angles and lengths given in Fig. 4.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دانشگاه فردوسی مشهد

# بررسی اثر زاویه و طول مولدهای گردابه با ساختار سینوسی بر عملکرد مبدل‌های حرارتی فشرده*

مقاله پژوهشی

علی سعداله(۱) داود براتی(۲) امیرحسین دودانگه(۳)

https://doi.org/10.22067/jacsm.2024.81445.1171

**چکیده** *استفاده روزافزون از مبدل‌های حرارتی فشرده که هم از وزن کمتری برخوردار هستند و هم فضای کوچک‌تری را به نسبت مبدل‌های بزرگ اشغال می‌کنند، سبب نیاز بیش‌ازپیش به مطالعه بر روی این گونه مبدل‌ها شده است. در این مقاله، هدف بررسی چند مدل پیشنهادی از این نوع مبدل‌ها با حضور مولدهای گردابه در هندسه‌های مختلف، از نظر نرخ انتقال حرارت و افت فشار است. برای دستیابی به این اهداف، مولدهای گردابه با ضابطه موج‌های سینوسی طراحی شده اند و تحت چند زاویه حمله و طول‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته‌اند تا تأثیرات این پارامترهای هندسی مختلف بر روی نرخ انتقال حرارت از لوله‌ها و افت فشار در طول مبدل مشخص شود. در مسئله مورد نظر، هوای گرم با دمای ثابت ۳۵۰ کلوین در داخل لوله‌ها و هوای سرد با دمای ۳۰۰ کلوین در پوسته مبدل حرارتی در جریان هستند. این مسئله در حالت پایا و به صورت دوبعدی در جریان آرام سیال (اعداد رینولدز بین ۴۰۰ تا ۱۰۰۰)، با استفاده از روش المان محدود گسسته‌سازی شده و در نرم‌افزار تجاری انسیس فلوئنت مورد بررسی قرار گرفته است. طبق نتایج به دست آمده، مولدهای گردابه سینوسی در زاویه حمله ۲۰ درجه و طول ۶ میلی‌متری مناسب‌ترین میزان انتقال حرارت و افت فشار را در میان حالات مورد بررسی به خود اختصاص دادند.*

**واژه‌های کلیدی** نرخ انتقال حرارت، مبدل‌های حرارتی فشرده، مولدهای گردابه سینوسی، ضریب لاندن.

## مقدمه

مبدل حرارتی پوسته و لوله از جمله پرکاربردترین تجهیزات موجود در صنعت محسوب می‌شود و عملکرد بهینه آنها از اهمیت به‌سزایی برخوردار است. از این رو طی سالیان گذشته تحقیقات زیادی بر روی این نوع از مبدل‌های حرارتی صورت گرفته است. همچنین می‌توان گفت که در دو دهه اخیر پیدایش مولدهای گردابه، انقلاب بزرگی را در زمینه بازدهی مبدل‌های حرارتی رقم زده‌اند [1-3]. تحقیقاتی که در این زمینه صورت گرفته است به طور کلی به دو بخش آزمایشگاهی (تجربی) و عددی (شبیه‌سازی نرم‌افزاری) تقسیم‌بندی می‌شوند.

زوکاسکاس [4] در سال ۱۹۸۷ آزمایش‌های خود را بر روی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله در اعداد رینولدز مختلف تکرار کرده و تغییرات عدد نوسلت بر روی لوله‌ها را مورد بررسی قرار داده است و در نهایت رابطه‌ای تجربی میان تغییرات عدد رینولدز و عدد نوسلت را در مقاله خود ارائه کرده است. لازم به ذکر است در مدل زوکاسکاس [4] مولدهای گردابه در جریان وجود نداشته و مدل مورد بررسی با آرایش و تعداد مختلف لوله در داخل پوسته انجام گرفته است. پس از کار تجربی زوکاسکاس [4]، تحقیقات عددی بسیاری در این زمینه صورت گرفته است که تعداد قابل توجهی از آنها، مدل زوکاسکاس را مبنای تحقیقات خود قرار داده‌اند و با اضافه کردن مولدهای گردابه در جهت افزایش نرخ انتقال حرارت و کاهش افت فشار کار خود را پیش بردند.

لئو و همکارانش [5] در سال ۲۰۰۴ مولدهای گردابه مستطیلی

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۱/۱۲/۱۲ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۳/۳/۲۷ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول: علی سعداله: استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه علم و فرهنگ، تهران، ایران.

**Email**: sadollah@usc.ac.ir

(۲)فارغ التحصیل کارشناسی تبدیل انرژی، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی، استان تهران، ایران.

(۳)دانشجوی دکتری تخصصی تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران.

را به دو صورت تجربی و عددی و در زاویه‌های متفاوت مورد بررسی قرار دادند که در انتها زاویه ۴۵ درجه به عنوان زاویه حمله‌ی مناسب جهت استفاده در مبدل حرارتی پوسته و لوله انتخاب شده است. غلامی و همکارانش [6] در سال ۲۰۱۴ پژوهشی عددی را ارائه کرده‌اند که در آن از سه نوع مختلف از مولد گردابه استفاده شده است. در نهایت وجود مولدهای گردابه از نوع موج‌دار تأثیر به‌سزایی در عملکرد کلی مبدل حرارتی نشان داده است. یالینگ هی و همکارانش [7] در سال ۲۰۱۳ مولدهای گردابه تخت را تحت زوایای حمله، تعداد و در آرایش‌های قرارگیری مختلف مورد بررسی قرار داده‌اند. در انتها این نتیجه حاصل شده است که مولدهای گردابه با آرایش یکی در میان و در زاویه حمله ۱۰ درجه بهترین عملکرد را در میان موارد مورد بررسی داشتند. در سال ۲۰۱۹ نیز مودی و راتد [8] پنج نوع مولد گردابه با هندسه‌های مختلف را مورد بررسی قرار دادند، که در نهایت مولدهای گردابه موج‌دار با تقعر رو به بالا، بهترین نرخ انتقال حرارت و مواردی که تقعر به سمت پایین داشتند، کمترین افت فشار را در طول مبدل حرارتی از خود نشان دادند. لازم به ذکر است در این تحقیق دو مولد گردابه موجی سینوسی تقعر رو به بالا و موجی سینوسی تقعر رو به پایین بدون هیچ ضابطه معینی طراحی شدند و مورد بررسی قرار گرفتند.

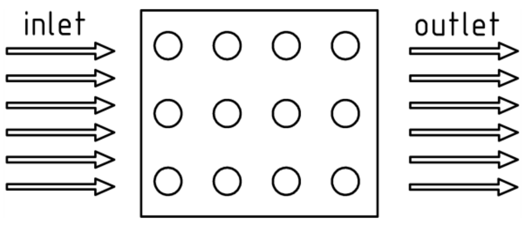
اوویس و بوهیان [9] نیز در سال ۲۰۱۹ و در مقاله خود از آرایش قرارگیری متناوب استفاده کردند اما نه برای مولدهای گردابه بلکه لوله‌ها را به صورت یکی در میان قرار دادند تا عملکرد مبدل حرارتی را نیز در این شرایط مورد بررسی قرار دهند. آنها در این مطالعه مولد گردابه تخت را در دو زاویه حمله مختلف یک بار در ابتدا و بار دیگر در انتهای هر لوله مورد بررسی قرار دادند. آنها علاوه بر موارد فوق لوله‌های بیضوی و مربعی را در داخل پوسته مبدل حرارتی جای‌گذاری کردند و نتایج آنها را نیز مقایسه کردند. در پایان لوله‌های دایروی و بیضوی با آرایش قرارگیری متناوب، بهترین نتایج را از میان موارد دیگر کسب کردند. گاوفنگ لو و ژی [10] در سال ۲۰۱۹ نیز لوله‌های متناوب را مورد بررسی قرار دادند و مولدهای گردابه منحنی شکل را با زوایای حمله و میزان انحنای مختلف بررسی کردند که در نهایت نتایج نشان می‌دهند که مولدی که بیشترین میزان انحنا را داشته، از نرخ انتقال حرارت بهتری نسبت به دیگر موارد برخوردار بود. ونگ و همکارانش [11] در سال ۲۰۲۱ به بررسی عددی اثر مولدهای گردابه بر عملکرد مبدل حرارتی پوسته و لوله با لوله‌های بیضوی تحت زوایای مختلف بین ۱۵ تا ۷۵ درجه و اعداد رینولدز بین ۱۳۰۰ تا ۲۱۰۰ پرداختند. نتیجه اصلی این کار این است که فاکتورهای اصطکاک و عدد کولبرن با افزایش زاویه مولدهای گردابه افزایش می‌یابند. در این کار بررسی شدت جریان ثانویه برای درک بهتر تأثیر آن بر مکانیزم انتقال حرارت نیز انجام شده است. از بررسی جریان ثانویه، مشاهده می‌شود که جریان ثانویه مکملی برای روش سنتی تجزیه و تحلیل عملکرد انتقال حرارت است. ساحل و همکارانش [12] در سال ۲۰۲۱ بررسی خود را در دو بخش انجام دادند. در بخش اول به تأثیرات زاویه شیب لوله در زوایای بین ۰ تا ۹۰ درجه و در بخش دوم، بهترین حالت حاصل از بخش اول را با استفاده از قرارگیری مولدهای گردابه مسطح بهینه کردند. در انتها، بهینه‌سازی با تغییر تعداد و موقعیت قرارگیری مولدهای گردابه در سمت بالایی لوله‌ها، بررسی شدند. نتایج به‌دست‌آمده در بخش اول نشان می‌دهند که زاویه ۲۰ درجه، افزایش ضریب انتقال حرارت را بین ۱ تا ۴ درصد در مقایسه با حالت پایه (زاویه ۰ درجه) تضمین می‌کند. کالیسکان [13] در سال ۲۰۲۲ تأثیر مولدهای گردابه مثلثی و صفحات موج‌دار سینوسی را بر انتقال حرارت با استفاده از روش‌های مختلف مورد بررسی قرار داده است. آزمایش‌ها در یک مجرای مستطیلی با مولدهای گردابه مثلثی با صفحه تخت و صفحه موج‌دار سینوسی و با اعداد ریولدز مختلف بین ۱۰،۰۰۰ و ۳۰،۰۰۰، در طول های ۴۰ تا ۷۰ میلی‌متر و در زوایای حمله بین ۱۵ تا ۷۵ درجه انجام شدند. در نهایت بالاترین میزان ضریب انتقال حرارت در طول ۵۰ میلی‌متر و زاویه ۳۰ درجه مشاهده شده است. نیک [14] در سال ۲۰۲۲ محاسبات عددی سه‌بعدی برای بررسی عملکرد مولدهای گردابه موج‌دار نصب شده بر روی یک کانال مستطیلی را به دو صورت مقعر و محدب انجام داده است. در این مطالعه تأثیر تغییر زاویه قوس مولدهای گردابه منحنی شکل بر جریان و ویژگی‌های حرارتی آن بررسی شده است. وو و همکاران [15] در سال ۲۰۲۲ به بررسی پارامترهای زاویه حمله، ارتفاع و جایگاه قرارگیری مولدهای گردابه سینوسی پرداختند. این تحقیق به صورت سه‌بعدی و در اعداد رینولدز مختلف بین ۱۰۲۷ تا ۲۰۵۴ انجام شده است. در این مطالعه، قرارگیری مولدهای گردابه سینوسی به جای مولدهای گردابه تخت، اتلاف حرارت تا ۵/۸۵ ٪ را تضمین کرده و به عنوان یکی

از نتایج مهم این کار به شمار می‌رود. آرورا و همکاران [16] در سال ۲۰۲۳ به بررسی نوع خاصی از مولدهای گردابه (Toe-Shaped) پرداختند. هدف اصلی تحقیق آنها شناسایی طرح‌های هندسی بهینه در اثر تغییرات مکانی و زاویه حمله مولدهای گردابه بود. در پایان، افزایش نرخ انتقال حرارت بر روی سطوح لوله‌ها توسط جریانی که مولدهای گردابه پیشنهادی ایجاد کردند، مشاهده شده است. برای یک موقعیت انتخاب شده برای مولدها در ناحیه پشت لوله‌ها، بالاترین افزایش عدد کولبرن بر روی مولد متأثر از برگشت جریان برابر با ۲۰۷٫۱٪ در عدد رینولدز مربوطه بود که خود نشان‌دهنده میزان بهبود جریان گذرنده از روی سطح لوله‌ها از نظر نرخ انتقال حرارت می‌باشد. ساینی و همکاران [17] در سال ۲۰۲۳ به بررسی مولدهای گردابه با شکل هندسی ذوزنقه-ای و با حضور حفرات ریز بر روی آنها پرداختند. مطالعه آنها در حالات همراه با حفره و بدون حفره‌های دایره‌ای با هدف بهبود انتقال حرارت در مبدل حرارتی فشرده انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که مقاومت جریان در همه موارد با تعداد سوراخ‌های مختلف با کاهش جزئی عدد نوسلت کاهش می‌یابد. مولدهای گردابه که دارای شش حفره بودند عملکرد بهتری نسبت به سایر موارد داشتند و در اعداد رینولدز ۴۰۰ و ۲۰۰۰، افزایش ۷۵/۲۵ ٪ و ۴۰/۱۰ ٪ عدد نوسلت را در بر داشتند. همچنین باید گفت که میزان افت فشار در این موارد به ترتیب ۱۰۷/۸۸ درصد و ۱۲۵/۵۱ درصد افزایش یافته است. سان و همکاران [18] در سال ۲۰۲۴ به بررسی عددی افزایش انتقال حرارت از روی لوله-های بیضوی در میکروکانال تحت اثر حضور مولدهای گردابه طولی مثلثی شکل پرداختند. در این کار به منظور بهبود عملکرد انتقال حرارت چهار مدل پایه و چهار مدل تقویت شده از مولدها به صورت عددی در محدوده عدد رینولدز از ۲۵۰۰ تا ۱۰۰۰۰ ارزیابی شدند و شدت جریان ثانویه و نرخ تولید آنتروپی تجزیه و تحلیل شده است. در پایان کار باید گفت که در مقایسه با مدل‌های پایه، مولدهای تقویت شده، عدد نوسلت را بین ۸ تا ۱۵ درصد افزایش دادند. هاری و همکاران [19] در سال ۲۰۲۴ به بررسی عددی عملکرد ترموهیدرولیک مولدهای گردابه الهام گرفته شده از باله کوسه پرداختند. در مطالعه آنها، عملکرد ترموهیدرولیک یک هندسه جدید برای طراحی مولد گردابه با الهام از باله‌های کوسه برای استفاده در مبدل‌های حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان دادند که در محدوده اعداد رینولدز آزمایش شده، مولد پیشنهادی دارای میانگین افزایش عدد نوسلت از ۵ تا ۷۵ درصد نسبت به مولد صفحه تخت مستطیلی است. همچنین، کاهش ۲۶ درصدی در افت فشار برای مولد نسبت به حالت صفحه تخت مستطیلی نیز مشاهده شده است.

با توجه به تحقیقاتی که در گذشته بر روی مولد گردابه‌ها انجام شده است، می‌توان به این نتیجه رسید که مولدهای گردابه موج‌دار بازدهی و عملکرد بهتری نسبت به مولدهای گردابه تخت از خود نشان می‌دهند؛ بنابراین هدف اصلی این مقاله طراحی و انتخاب بهترین حالتی است که یک مولد گردابه سینوسی می‌تواند داشته باشد تا هم از نرخ انتقال حرارت بالا و هم افت فشار پایین در مبدل حرارتی فشرده برخوردار باشد. در همین راستا موج سینوسی برای طراحی مولد گردابه‌ها در نظر گرفته شده است که در ادامه در دامنه‌ها، زوایای حمله و طول‌های مختلف مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

## معرفی مسئله

همان طور که در بخش مقدمه توضیح داده شد، مبدل گرمایی یا مبدل حرارتی وسیله‌ای است که برای انتقال حرارت بین دو سیال استفاده می‌شود. یکی از رایج‌ترین مدل‌های آن، نوع پوسته و لوله است که کاربردهای بسیار زیادی در صنعت دارد و مطالعه بر روی آنها از تمامی جنبه‌ها جهت کمینه سازی هزینه‌ها از موضوعات مهم در صنعت محسوب می‌شود. هدف این مقاله نیز بررسی نوع فشردۀ این گونه مبدل‌ها از نظر نرخ انتقال حرارت و افت فشار است. به همین جهت یک مبدل حرارتی پوسته و لولۀ فشرده که شماتیک کلی آن در شکل (۱) نشان داده شده، در نظر گرفته شده است.

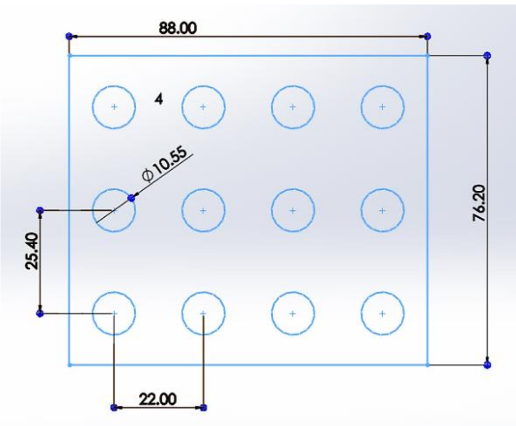



شکل ۱ شماتیک کلی مبدل حرارتی پوسته و لولۀ فشرده بدون مولدهای گردابه جریان

این مبدل حرارتی، گرما را از سیال گرم داخل لوله‌ها (هوا با دمای ثابت ۳۵۰ کلوین) گرفته و به سیال سرد (هوا با دمای

ثابت ۳۰۰ کلوین) که در پوسته جریان دارد منتقل می‌کند. نتیجه این انتقال حرارت طبیعتا باعث خنک شـدن هوای داخل لوله‌ها می‌شود. سیالاتی که در این مقاله مورد استفاده قرار گرفته‌اند، تراکم‌ناپذیر با ویژگی‌ها و خواص ترمودینامیکی ثابت هستند. رژیم جریان سیال در پوسته مبدل نیز به دلیل مقدار کم سرعت در ورودی و همچنین سطح مقطع کوچک (اعداد رینولدز پایین) آرام و پایا در نظر گرفته شده است.

همان طور که در بخش مقدمه اشاره شد، وجود مولدهای گردابه در ناحیهٔ پوسته می‌تواند باعث بر هم زدن جریان سیال و افزایش نرخ انتقال حرارت شود. از طرفی وجود این موانع (مولدهای گردابه) بر سر راه جریان باعث افزایش افت فشار در طول پوسته نیز می‌شود که خود نیز از جنس هزینه و مصرف انرژی مازاد برای مطالعه مورد نظر خواهد بود؛ بنابراین هدف این مقاله طراحی مجموعه‌ای از مولدهای گردابه است تا مقدار قابل قبولی از انتقال حرارت (ماکزیمم) و افت فشار (مینیمم) به دست آید. با توجه به ابعاد و اندازه‌های مبدل که در شکل (۲) نشان داده شده است، طرح اولیه‌ای (میدان محاسباتی) از مبدل (بدون مولد گردابه) به صورت دوبعدی به دست می‌آید که به دلیل داشتن تقارن در بخش عرضی، به فواصل ۱۲/۷ میلی‌متر قسمت‌بندی شده و در نتیجه فقط این قسمت است که در روند محاسبات نرم‌افزار تحلیل می‌شود. در مراحل بعد می‌توان با تحلیل کردن این طرح اولیه، نتایج این تحقیق را با کارهای مشابه قبلی از جمله غلامی و همکارانش [6] و کارهای آزمایشگاهی مانند زوکاسکاس [4]، مقایسه کرد تا از صحت روش حل نیز اطمینان حاصل شود.



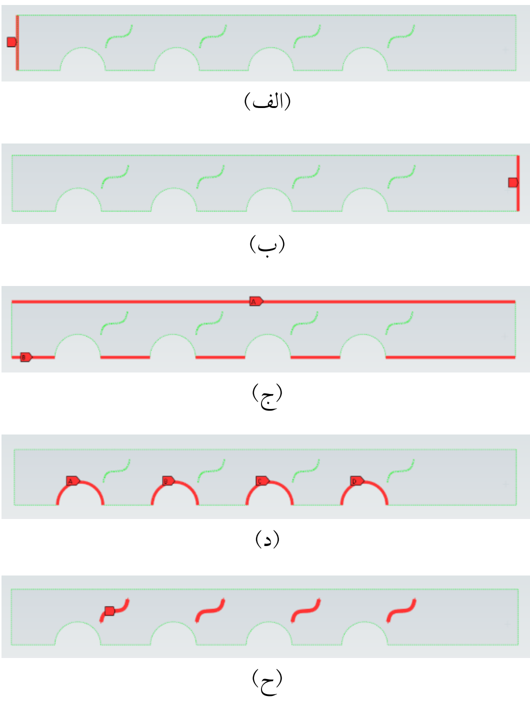

شکل ۲ ابعاد مبدل حرارتی از نمای بالا به میلی‌متر

## شرایط مرزی

شرایط مرزی تنظیم شده برای حل این مسئله در نرم‌افزار نیز به شرح ذیل هستند:

- شرط مرزی Velocity Inlet برای مقطع ورودی سیال سرد با دمای ۳۰۰ کلوین.
- شرط مرزی Pressure Outlet برای مقطع خروجی سیال سرد با دمای ۳۰۰ کلوین.
- شرط مرزی دیواره با دمای ثابت ۳۵۰ کلوین برای دسته لوله‌ها.
- شرط مرزی دیواره ساده Wall برای مولد گردابه.
- شرط مرزی Symmetry برای مقاطع بالا و پایین در دامنه محاسباتی.

شکل (۳) به ترتیب نشانگر این شرایط مرزی است.

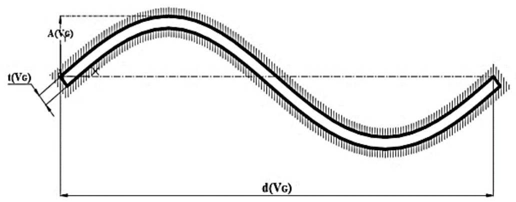



شکل ۳ (الف) شرط مرزی ورودی سیال سرد، (ب) شرط مرزی خروجی سیال سرد، (ج) شرط مرزی متقارن بالا و پایین (د) شرط مرزی دیواره دما ثابت برای لوله‌ها (ح) شرط مرزی دیواره ساده برای مولدهای گردابه

## طراحی مولدهای گردابه

همان‌طور که در بخش مقدمه اشاره شد، در این مقاله از چند مولد گردابه با هندسه‌های مختلف که با استفاده از ضابطه توابع سینوسی طراحی شده‌اند، استفاده شده است. ضخامت تمامی این مولدها ۰/۲ میلی‌متر است و با توجه به رابطه (۱) طراحی شده‌اند

[4] شکل (۴) نیز شماتیک کلی این مولدها را نشان می‌دهد.




شکل ۴ مشخصات ابعادی مولدهای گردابه با ضابطه موج سینوسی

$$y = A(VG)\sin(\frac{2\pi\theta}{d(VG)}) \qquad (۱)$$

که مقادیر $\theta$ , d , A در جدول (۱) مشخص شده‌اند.

جدول ۱ مشخصات رابطه (۱) مربوط به مولدهای گردابه

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| θ (Degree) | | ۲۰° | | ۳۰° | ۴۰° |
| A(VG) | −۱ | −۰/۵ | ۰ | ۰/۵ | ۱ |
| d(VG) (mm) | | ۶ | | ۸ | ۱۰ |

همان طور که از جدول (۱) مشخص است، مولدهای گردابه در سه زاویهٔ حمله ۲۰°، ۳۰° و ۴۰°، سه طول مختلف ۶، ۸ و ۱۰ میلی‌متری و همچنین در پنج دامنه مختلف، ۴۵ مدل مختلف را برای این مسئله به وجود می‌آورند تا بتوانند اثر زوایای حمله و طول‌های مختلف را بر روی دیگر پارامترهای این مسئله از جمله عدد نوسلت، افت فشار و ضریب لاندن نشان دهند. لازم به ذکر است که عدد صفر در دامنه‌های موج سینوسی نشان دهنده مولد تخت (flat) است. این مولد گردابه‌ها در فاصله $(x,y) = R$ نسبت به مرکز لوله‌ها نصب می‌شوند که R نشان‌دهنده شعاع لوله‌های مورد مطالعه در مبدل حرارتی است.

## معادلات حاکم

برای تحلیل این مسئله حل عددی معادلات پیوستگی جرم، مومنتوم و انرژی در جریان تراکم‌ناپذیر، امری لازم و ضروری است. در این مقاله، از روش حجم محدود برای حل معادلات و بررسی سیستم در نرم‌افزار انسیس فلوئنت استفاده شده است. این معادلات به ترتیب در معادلات (۲) تا (۵) برای فضای دوبعدی آورده شده‌اند [4]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \qquad (۲)$$

$$\rho\left(u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \qquad (۳)$$

$$\rho\left(u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y}\right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \qquad (۴)$$

$$k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) = \rho C_p\left(\frac{\partial (uT)}{\partial x} + \frac{\partial (vT)}{\partial x}\right) \qquad (۵)$$

پارامترهای دیگری نیز در این مسئله به کار رفته‌اند که می‌توان به عدد رینولدز (Reynolds Number)، ضریب لاندن، ضریب اصطکاک و افت فشار نیز اشاره کرد [6]:

$$Re = \frac{\rho U_m D_H}{\mu} \qquad (۶)$$

$D_H$ قطر هیدرولیکی است که در این مسئله برابر با قطر لوله‌ها در نظر گرفته شده است. معادله مهم بعدی، رابطه عدد نوسلت در مبدل حرارتی است که نشان دهنده میزان انتقال حرارت جابه‌جایی به انتقال حرارت هدایت در لایه مرزی گرمایی می‌باشد که در رابطه (۷) نشان داده شده است [6].

$$Nu = \frac{hD_H}{k} \qquad (۷)$$

مقدار افت فشار در طول مبدل حرارتی بر حسب پاسکال نیز از طریق رابطه (۸) به دست می‌آید:

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \qquad (۸)$$

با استفاده از افت فشار معادله (۸) می‌توان عدد بی‌بعدی به نام ضریب اصطکاک را توسط رابطه (۹) به دست آورد [6].

$$C_f = \frac{\Delta P}{(0.5\rho U_m^2)} \qquad (۹)$$

حال می‌توان با استفاده از رابطه (۹)، عدد بی‌بعد دیگری را تعریف کرد. رابطه (۱۰) نشان دهنده ضریب لاندن (London Goodness Factor) است. ضریب لاندن یک عدد بی‌بعد برای سنجیدن عملکرد کلی مبدل حرارتی از نظر نرخ انتقال حرارت و افت فشار است [6]:

$$\text{London factor} = {}^{J}/_{C_f} \qquad (۱۰)$$

$$J = st.\,pr^{2/3} \qquad (۱۱)$$

$$St = \frac{h}{\rho U_m C_p} \qquad (۱۲)$$

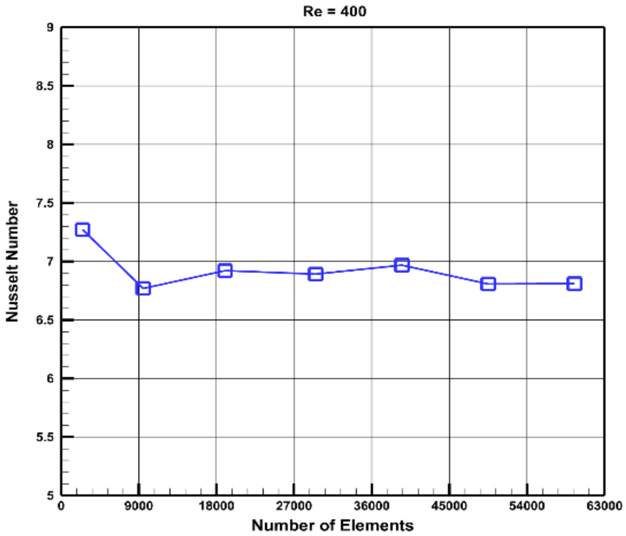
$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \qquad (۱۳)$$

## گسسته‌سازی معادلات

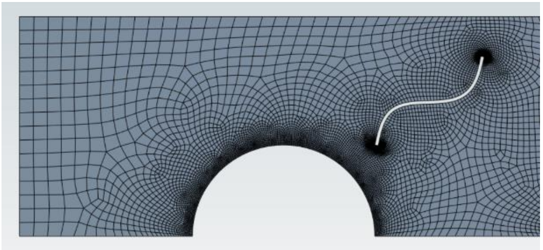
همان‌طور که در بخش معادلات حاکم ذکر شد، برای حل معادلات حاکم این مسئله از روش حجم محدود و برای گسسته‌سازی معادلات از روش کوپل استفاده شده است. دلایل استفاده از این روش برای گسسته‌سازی معادلات میزان دقت و سرعت آن و همچنین هندسه نسبتا ساده مسئله است.

## معرفی و استقلال شبکه

شبکه‌بندی دامنه محاسباتی برای این مسئله توسط بخش Ansys Meshing نرم‌افزار تجاری انسیس انجام شده است و با توجه به این موضوع که این پروژه از هندسه نسبتا ساده‌ای برخوردار است، در این مطالعه از شبکهٔ بی‌قاعده با المان‌های چهاروجهی برای تحلیل‌ها استفاده شده است. همان طور که در شکل (۵) مشاهده می‌شود، برای تعداد المان‌های مختلف یک متغیر (در این مقاله با توجه به اهمیت انتقال حرارت، عدد نوسلت انتخاب شده است) مورد بررسی قرار گرفته و سلول‌های محاسباتی تا زمانی که متغیر عدد نوسلت تغییر محسوسی نداشته افزایش یافته است (زمانی که تقریبا متغیر انتخاب شده در دو شبکه متفاوت تغییر محسوسی نداشته باشد). برای مثال تغییرات شیب نمودار شکل (۵) از تعداد المان ۱۹۰۰۰ به بعد به نسبت تعداد المان‌های کمتر از آن، کمتر است و از این جهت می‌تواند گزینه مناسبی جهت استقلال شبکه‌بندی باشد. شمای کلی این شبکه‌بندی را نیز می‌توان در شکل (۶) مشاهده کرد.




شکل ۵ نمودار تغییرات عدد نوسلت متوسط در تعداد المان‌های مختلف از شبکه‌بندی در عدد رینولدز ۴۰۰



شکل ۶ شبکه بندی منتخب با تعداد ۱۹۰۰۰ المان

## راستی‌آزمایی حل

راستی‌آزمایی پاسخ‌ها، از مهم‌ترین بخش‌های حل عددی یک پروژه قلمداد می‌گردد. برای انجام راستی‌آزمایی در این مقاله، مقایسه عدد نوسلت در مدل اولیه (بدون در نظر گرفتن مولدهای گردابه)، با دو مقاله دیگر انجام شده است. لازم به ذکر است که از دو مقاله مورد بررسی یکی از آنها کار آزمایشگاهی (زوکاسکاس [4]) و دیگری کار عددی (غلامی و همکاران [6]) است. در ابتدا باید به این موضوع اشاره کرد که زوکاسکاس [4] در مقاله خود جهت محاسبه عدد نوسلت در مبدل حرارتی پوسته و لوله که از چندین لوله تشکیل شده، رابطه (۱۴) را پیشنهاد داده است:

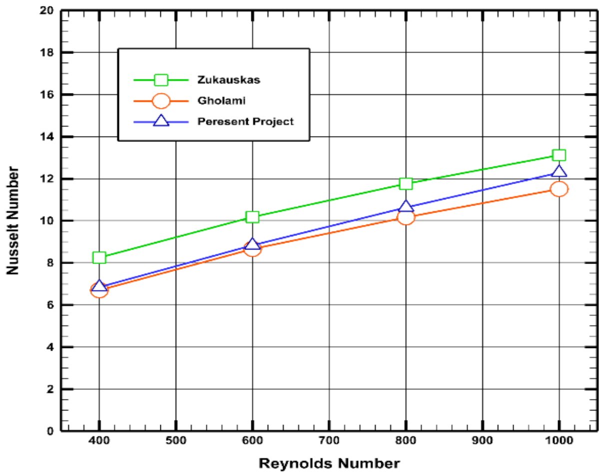
$$Nu_D = 0.92(0.52 \times {Re_D}^{0.5} \times Pr^{0.36} \times (\frac{Pr}{Pr_w})^{0.25}) \quad (۱۴)$$

باتوجه به جدول (۲) و شکل (۷) که مقایسه نتایج به دست آمده را نشان می‌دهند، در هر یک از این مقالات، می‌توان مشاهده کرد که با افزایش عدد رینولدز، عدد نوسلت نیز افزایش پیدا می‌کند. از آنجایی که کار زوکاسکاس یک کار آزمایشگاهی است، تا حد زیادی به نتایج حاصله از این کار می‌توان اطمینان داشت و از طرفی بر مبنای محاسبات عددی، غلامی و همکارانش نیز به نتایج قابل قبولی دست یافته‌اند. شکل (۷) و همچنین جدول (۲) گواه بر این مسئله است که نتایج پایانی مقاله جاری به کار آزمایشگاهی نزدیک‌تر بوده و از این حیث وجه تمایز برتری نسبت به دیگر مقالاتی که در گذشته انجام شده است را دارا می‌باشد.

در شکل (۷)، تفاوت حل‌های عددی مقاله حاضر با مقالات زوکاسکاس [4] و غلامی [6] آورده شده است. پس از انجام مقایسه باتوجه‌به نتایج نزدیک بودن نتایج و میزان خطاهای قابل قبول که مقاله‌ها با یکدیگر دارند می‌توان از صحت حل عددی اطمینان حاصل کرد.

جدول ۲ نتایج مقایسه عدد نوسلت در رینولدزهای مختلف در مقالات

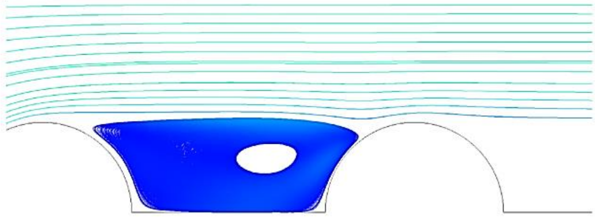
| عدد رینولدز | عدد نوسلت | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | زوکاسکاس [4] | غلامی [6] | تحقیق حاضر | تفاوت با زوکاسکاس | تفاوت با غلامی |
| ۴۰۰ | ۸/۲۵۸ | ۶/۷۰۱ | ۶/۸۵۵ | ۲۰/۴ ٪ | ۲/۲۴ ٪ |
| ۶۰۰ | ۱۰/۱۷۶ | ۸/۶۶۶ | ۸/۸۳۶ | ۱۵/۱۶ ٪ | ۱/۹۲ ٪ |
| ۸۰۰ | ۱۱/۷۶۴ | ۱۰/۱۶ | ۱۰/۶۳۳ | ۱۰/۶۳ ٪ | ۴/۴۴ ٪ |
| ۱۰۰۰ | ۱۳/۱۱۶ | ۱۱/۵۱۳ | ۱۲/۲۸۱ | ۶/۷۹ ٪ | ۶/۸ ٪ |




شکل ۷ راستی‌آزمایی مقاله حاضر در اعداد رینولدز مختلف

## ارائه و تفسیر نتایج

در ابتدای تفسیر نتایج باید به این نکته اشاره کرد که در حالت بدون مولدهای گردابه، در ناحیه جلویی هر لوله برای آرایش خطی، یک ناحیه گردش مجدد وجود دارد، چرا که جریان در قسمت جلوی لوله جدا می شود و در قسمت عقب لولهٔ مجاور دوباره به هم می‌رسد تا یک منطقه چرخش ثابت بزرگ بین دو لوله همسایه ایجاد کند که این پدیده را می‌توان در شکل (۸) مشاهده کرد. با توجه به پدیده ذکر شده استفاده از مولدهای گردابه جهت هدایت سیال بر روی لوله‌ها اهمیت پیدا می‌کند.



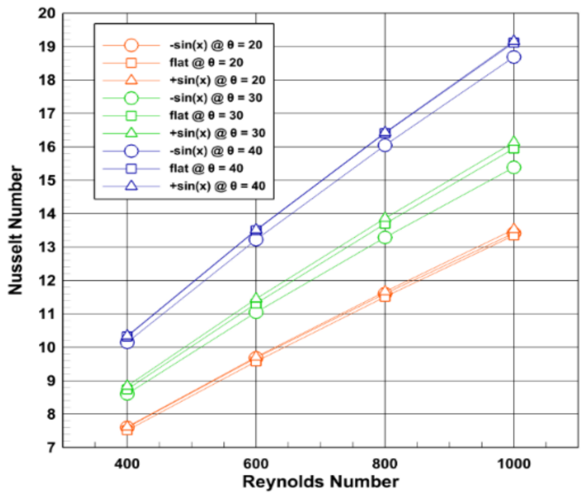
شکل ۸ ناحیه برگشت جریان میان دو لوله همجوار

در مقایسه با مولدهای گردابه تخت در محدوده عدد رینولدز مذکور، استفاده از مولدهای گردابه سینوسی موجب کاهش نسبتا ثابتی از ناحیه برگشت جریان پشت لوله‌ها می‌شود. این پدیده با استفاده از هدایت سیال با مومنتم بالا و با به تأخیر انداختن جدایش سیال پشت لوله موجب کنترل و کاهش نیروی درگ می‌شود؛ لذا استفاده از آنها باعث بهبودی نرخ انتقال حرارت از روی لوله‌ها می‌گردد.

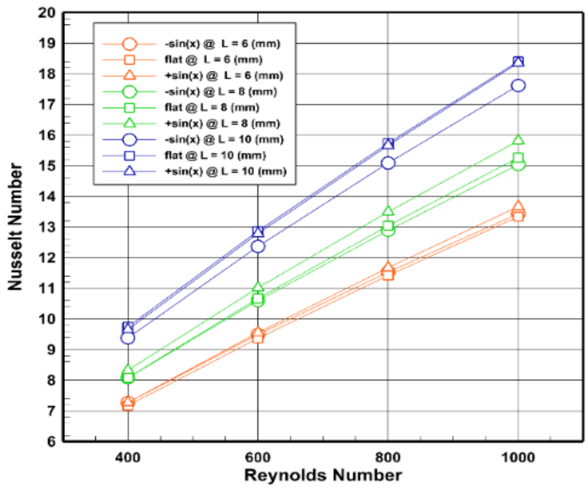
## اثر تغییرات پارامترهای هندسی مولدهای گردابه بر عدد نوسلت بر روی لوله‌ها به صورت میانگین

با نزدیک شدن سیال ورودی به مولدهای گردابه، سیال مسیر خود را به سمت لوله‌ها تغییر داده و باعث از بین رفتن ناحیه برگشت مجدد در پایین‌دست لوله‌ها می‌شود که این پدیده میزان انتقال حرارت از روی لوله‌ها را به طرز قابل توجهی افزایش می‌دهد. در نمودار شکل (۹) مشاهده می‌شود که عدد نوسلت میانگین در

زاویه حمله ثابت بر اثر افزایش عدد رینولدز، افزایش یافته و همچنین این پارامتر در عدد رینولدز ثابت بر اثر افزایش زاویه حمله نیز افزایش می‌یابد. از نظر کمی نیز می‌توان استنباط کرد که کمترین مقادیر مربوط به عدد نوسلت میانگین بر روی لوله‌ها در زاویه حمله ۲۰ درجه است که به ترتیب از عدد رینولدز ۴۰۰ تا ۱۰۰۰ مقادیر ۷/۶ تا ۱۳/۴ را به خود اختصاص داده‌اند. از طرفی بیشترین مقادیر این کمیت نیز در زاویه حمله ۴۰ درجه بوده و مقادیر ۱۰/۳ تا ۱۹/۱ را شامل می‌شوند. در مبحث تغییرات طول نیز همان طور که در شکل (۱۰) مشاهده می‌شود عدد نوسلت میانگین در طول ثابت بر اثر افزایش عدد رینولدز، افزایش یافته و همچنین این پارامتر در عدد رینولدز ثابت بر اثر افزایش طول نیز افزایش می‌یابد. از نظر کمی در تغییرات مربوط به طول مولد نیز می‌توان استنباط کرد که کمترین مقادیر مربوط به عدد نوسلت میانگین بر روی لوله‌ها در طول ۶ میلی‌متر بوده که به ترتیب از عدد رینولدز ۴۰۰ تا ۱۰۰۰ مقادیر ۷/۲۷ تا ۱۳/۴۱ را به خود اختصاص داده‌اند. از طرفی بیشترین مقادیر این کمیت نیز در طول ۸ میلی‌متری بوده که مقادیر ۹/۶۵ تا ۱۸/۳۵ را شامل می‌شوند. در این قسمت باید گفت که اثر افزایش طول و زاویه حمله مولدهای گردابه تأثیر یکسانی بر روی نرخ انتقال حرارت داشته‌اند (هر دو باعث افزایش آن می‌شوند) اما میزان تغییرات ایجاد شده توسط آن‌ها با یکدیگر متفاوت می‌باشند. تغییرات دامنه‌های موج سینوسی در زوایای حمله، طول‌ها و اعداد رینولدز ثابت، تأثیر چندانی بر عدد نوسلت نداشته است. این موضوع از نظر کمی نیز قابل توجه است. به عنوان مثال بیشترین تغییرات حاصل شده بر روی عدد نوسلت میانگین بر اثر تغییرات دامنه در طول ۸ میلی‌متری و در رینولدز ۱۰۰۰ بوده که مقادیری برابر ۱۷/۶ تا ۱۸/۳ را دارا می‌باشند. این مقادیر نشان‌دهنده تأثیر بسیار کم تغییرات مربوط به دامنه موج‌های سینوسی بر نرخ انتقال حرارت از روی لوله‌ها می‌باشد. در نهایت باید گفت که بیشترین میزان از نرخ انتقال حرارت در شکل (۹) مربوط به موردی است که از زاویه حمله ۴۰ درجه برخوردار بوده و تحت جریان با عدد رینولدز ۱۰۰۰ می‌باشد که عدد نوسلت ۱۹/۱ را به خود اختصاص داده است. در شکل (۱۰) نیز بیشترین مقدار انتقال حرارت مربوط به حالت صفحه تخت در بیشترین طول ممکن (۱۰ میلی‌متر) و در عدد رینولدز ۱۰۰۰ بوده که مقدار عدد نوسلت ۱۸/۳۵ را دارا می‌باشد.




شکل ۹ تغییرات میانگین عدد نوسلت در زوایای حمله مختلف



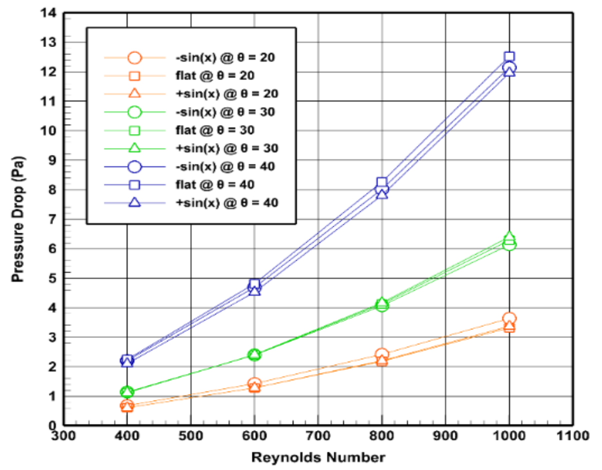

شکل ۱۰ تغییرات میانگین عدد نوسلت در طول‌های مختلف

## اثر تغییرات پارامترهای هندسی مولدهای گردابه بر افت فشار در طول مبدل

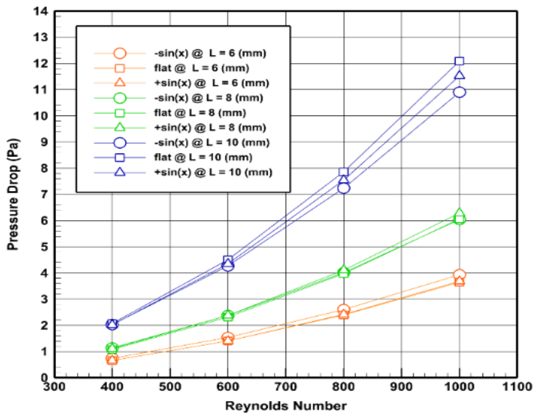
پس از بررسی تغییرات عدد نوسلت میانگین، به یکی دیگر از پارامترهای مهم یعنی افت فشار جهت بررسی مدل‌های طراحی شده از مولدهای گردابه پرداخته می‌شود. با توجه به نتایجی که از نمودارها حاصل شده است، می‌توان گفت که در تمامی مدل-های ارائه شده از مولدهای گردابه، افت فشار قابل توجهی نسبت به حالت اولیه (بدون در نظر گرفتن مولدهای گردابه) در طول مبدل‌های حرارتی ایجاد شده است. همان طور که از نمودار شکل (۱۱) پیدا است، مقدار افت فشار با افزایش زوایای حمله و

همچنین با افزایش عدد رینولدز، افزایش می‌یابد.

از نظر کمی، می‌توان گفت که کمترین میزان تغییرات افت فشـــار در زاویه حمله ۲۰ درجه بوده که دارای مقادیر ۰/۶۸ تا ۳/۶۴ پاسکال در محدوده اعداد رینولدز ۴۰۰ تا ۱۰۰۰ است. در نقطه مقابل، بیشترین مقادیر این پارامتر در زاویه حمله ۴۰ درجه بوده که مقادیر ۲/۱ تا ۱۱/۹ را به خود اختصاص دادند. در رابطه با تأثیرات طول‌های مختلف از مولدهای گردابه می‌توان گفت که افزایش طول و عدد رینولدز نیز موجب افزایش افت فشـــار شده و از نظر کمی هم می‌توان گفت که کمترین میزان تغییرات افت فشار مربوط به طول ۶ میلی‌متری و بیشترین آن مربوط به طول ۸ میلی‌متری است که در محدوده اعداد رینولدز از ۴۰۰ تا ۱۰۰۰ به ترتیب دارای مقادیر ۰/۷ تا ۳/۹ و ۲/۰۱ تا ۱۲/۰۸ پاسکال می‌باشند. همانند بخش اثر تغییرات پارامترهای هندسی مولدهای گردابه بر عدد نوســـلت بر روی لوله‌ها به صـــورت میانگین نیز می‌توان گفت که تغییرات دامنه موج‌های سـینوسـی تأثیرات زیادی را بر روی افت فشار مبدل ایجاد نکرده‌اند. برای درک بهتر می‌توان گفت که بیشـترین تغییرات حاصـل شـده بر روی افت فشار بر اثر تغییر دامنه موج‌های سینوسی در طول ۸ میلی‌متری و در عدد رینولدز ۱۰۰۰ بوده که دارای مقادیر ۱۰/۹ تا ۱۲/۰۸ می‌باشند. حال می‌توان به این موضوع اشاره داشت که کمترین میزان افت فشار مربوط به موردی است که به ترتیب در شـکل‌های (۱۱) و (۱۲) دارای کمترین زاویه حمله (۲۰ درجه) و کمترین طول (۶ میلی‌متر) اسـت. میزان افت فشـار در طول مبدل حرارتی برای این موارد به ترتیب در عدد رینولدز ۴۰۰ برابر ۰/۶۸ و ۰/۷ پاسکال است.



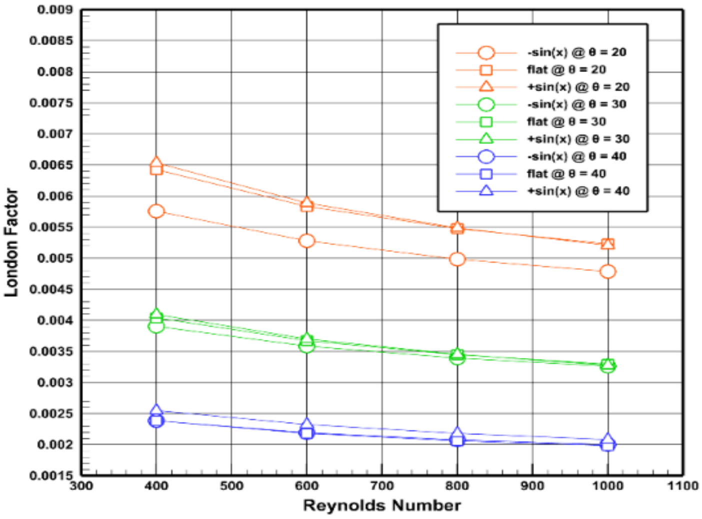

شکل ۱۱ تغییرات افت فشار در زوایای حمله مختلف



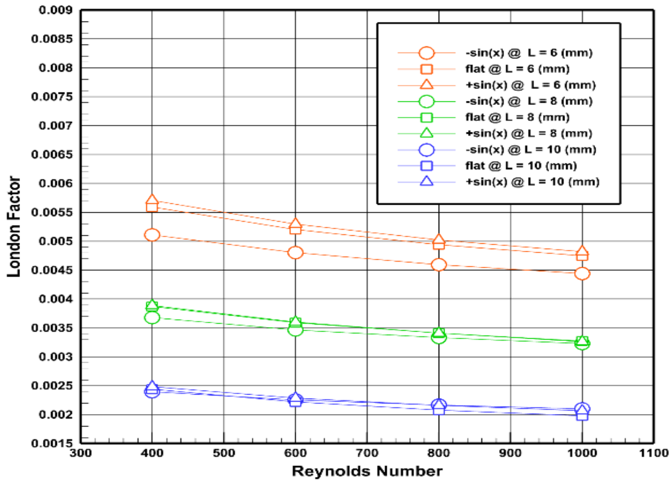

شکل ۱۲ تغییرات افت فشار در طول‌های مختلف

## اثر تغییرات پارامترهای هندسی مولدهای گردابه بر ضریب لاندن

همان طور که در بخش معرفی مسئله ذکر شـد، ضـریب لاندن نشـــان دهنده عملکرد کلی مبدل حرارتی از نظر نرخ انتقال حرارت و افت فشـار اسـت. طبق رابطه (۱۰) هر چه این کسـر مقدار بیشـتری داشـته باشـد، بدین معنی اسـت که آن مورد به خصـــوص مورد بهینه‌تری نســـبت به بقیه موارد مطالعاتی بوده اسـت. همان طور که در نمودار شـکل (۱۳) مشـاهده می‌شـود، ضریب لاندن بر خلاف عدد نوسلت و میزان افت فشار در مبدل در اثر افزایش زاویه حمله، طول و عدد رینولدز کاهش می‌یابد. از نظر کمی مقادیر ضـــرایب لاندن در مقیاس یک هزارم بوده و برای زاویه های حمله ۲۰ و ۴۰ درجه و در محدوده اعداد رینولدز ۴۰۰ تا ۱۰۰۰ به ترتیب برابر مقادیر ۰/۰۰۵۷ تا ۰/۰۰۴۷ و ۰/۰۰۲۵ تا ۰/۰۰۲۸ می‌باشـند. این مقادیر برای طول‌های ۶ و ۸ میلی‌متری نیز برابر ۰/۰۰۵۱ تا ۰/۰۰۴۴ و ۰/۰۰۲۴ تا ۰/۰۰۲۰ می‌باشـند (شـکل ۱۴). در نهایت در رابطه با تأثیر تغییرات دامنه موج‌های ســینوســی نیز می‌توان تمامی نتایجی را که برای عدد نوســلت میانگین و افت فشــار مبدل گفته شــد را در رابطه با ضــریب لاندن نیز به کاربرد چرا که همان رفتاری که در آن پارامترها مشاهده شد در این بخش نیز مشاهده می‌شود.




شکل ۱۳ نمودار ضریب لاندن برحسب عدد رینولدز

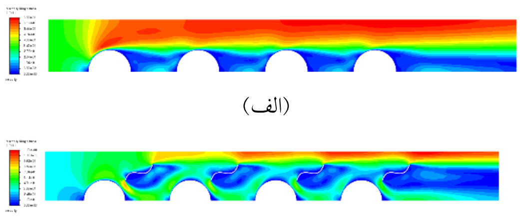



شکل ۱۴ نمودار تغییرات ضریب لاندن در رینولدزهای مختلف

## مقایسه کانتورهای فشار، سرعت و دما در زوایای حمله متفاوت از مولدهای گردابه

در این بخش به ارائه کانتورها پرداخته می‌شود که در سه بخش کانتورهای سرعت، دما و فشار ارائه می‌شوند. کانتورهای سرعت در قسمت‌های مختلف شکل (۱۵) نشان داده شده‌اند که در آن مولد گردابه سینوسی با زاویه حمله ۳۰ درجه و طول ۸ میلی‌متری با حالت پایه در عدد رینولدز ۴۰۰ مقایسه شده است.

همان طور که از شکل (۱۵) مشخص است، حضور مولدهای گردابه سینوسی با ایجاد افت فشار در طول مبدل سبب راهنمایی جریان به سمت لوله‌ها شده و این امر سبب افزایش نرخ انتقال حرارت از روی آن‌ها می‌گردد.



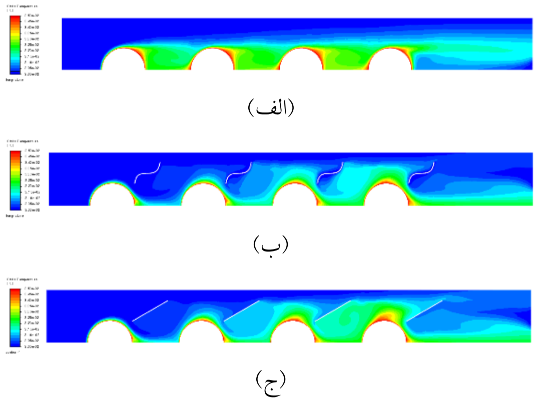
(الف)

(ب)

شکل ۱۵ کانتورهای مربوط به میدان سرعت: الف) بدون حضور مولد گردابه، ب) با حضور مولد گردابه سینوسی

کانتورهای دما در عدد رینولدز ۱۰۰۰ ارائه شده و مربوط به مواردی هستند که از نظر طول و زاویه حمله، بیشترین مقدار عدد نوسلت را به خود اختصاص داده‌اند. این کانتورها با حالت پایه

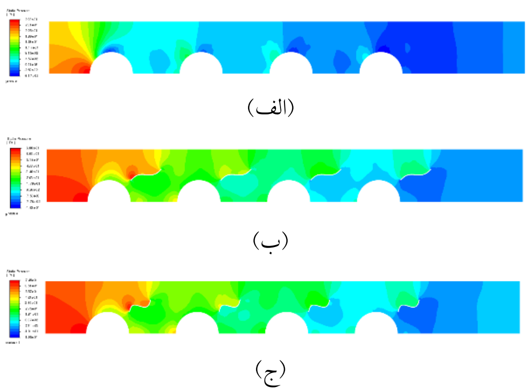
مقایسه شده و در قسمت‌های مختلف شکل (۱۶) نشان داده شده‌اند.




شکل ۱۶ کانتورهای میدان دما: الف) بدون حضور مولد گردابه، ب) با حضور مولد گردابه سینوسی در زاویه حمله ۴۰ درجه و ج) با حضور مولد گردابه تخت در طول ۱۰ میلی‌متری

همان طور که از قسمت (ب) و (ج) شکل (۱۶) مشخص است، کنترل دمای روی لوله‌ها در هر دو حالت بسیار بهتر از حالت (الف) بوده است و این قضیه بیانگر کاربردی بودن حضور مولدها در زمینه انتقال حرارت و خنک‌کاری می‌باشد.

کانتورهای فشار نیز در عدد رینولدز ۴۰۰ ارائه شده و مربوط به مواردی هستند که از نظر طول و زاویه حمله، دارای کمترین مقدار از افت فشار در طول مبدل حرارتی می‌باشند. همانند کانتورهای دما، این کانتورها نیز با حالت پایه مقایسه شده و در قسمت‌های مختلف شکل (۱۷) نشان داده شده‌اند.




شکل ۱۷ کانتورهای میدان فشار: الف) بدون حضور مولد گردابه، ب) با حضور مولد گردابه سینوسی با زاویه حمله ۲۰ درجه و ج) با حضور مولد گردابه سینوسی با طول ۶ میلی‌متری

همان طور که در قسمت‌های مختلف از شکل (۱۷) نشان داده شده است، میزان افت فشار ایجاد شده در پایین دست جریان از مولدهای گردابه به وضوح قابل رویت است.

## نتیجه‌گیری و پیشنهادات

در این مقاله، مطالعاتی در زمینه نرخ انتقال حرارت و افت فشار در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله از نوع فشرده با حضور مولدهای گردابه جریان انجام شده است. در این خصوص، مولدهای گردابه با ضابطه موج‌های سینوسی طراحی شده و تحت چند زاویه حمله و طول‌های متفاوت مورد بررسی قرار گرفته‌اند تا تأثیرات این زوایا و طول‌های مختلف بر روی نرخ انتقال حرارت از روی لوله‌ها و افت فشار در طول مبدل مشخص شود. پس از بررسی نمودارها، کانتورها و نتایج به دست آمده، می‌توان گفت که استفاده از مولدهای گردابه به طور حساب شده و دقیق می‌تواند در افزایش نرخ انتقال حرارت و کاهش افت فشار کمک شایانی داشته باشد. در پایان نتایج مهمی در این مقاله حاصل شده است که در ادامه به طور خلاصه به آنها اشاره شده است:

۱. در بحث نرخ انتقال حرارت از روی لوله‌ها، می‌توان گفت که در صورت استفاده از مولدهای گردابه در مبدل حرارتی، اولویت استفاده از مولد گردابه‌ها با لوله‌های آخر است چرا که جریان سیال پس از برخورد با لولهٔ اول منحرف شده و میزان انتقال حرارت، رفته رفته در طول مبدل و در لوله‌های بعدی کاهش می‌یابد. علاوه بر این موضوع استفاده از زوایای حمله و طول‌های بزرگ‌تر به افزایش هر چه بیشتر نرخ انتقال حرارت کمک می‌کند. طبق نتایج به دست آمده، مولدهای گردابه سینوسی در زاویه حمله ۲۰ درجه و طول ۶ میلی‌متری مناسب‌ترین میزان انتقال حرارت و افت فشار را در میان حالات مورد بررسی به خود اختصاص داده‌اند.

۲. در رابطه با افت فشـــار مبدل حرارتی نیز می‌توان گفت که بر خلاف مورد قبلی، اســـتفاده از زوایای حمله و طول‌های کم موجب کاهش افت فشار می‌شود. پس اگر هدف کمینه کردن این پارامتر باشد، استفاده از این موارد پیشنهاد می‌شود.

۳. در بررسی ضریب لاندن که پارامتری برای عملکرد کلی مبدل است باید گفت که از نظر ریاضی آن دسته از موارد طراحی شده که منجر به ضریب لاندن بالاتری نسبت به دیگر موارد هستند از عملکرد بهتری برخوردار بوده و گزینه‌های مناسب‌تری برای انتخاب محسوب می‌شوند.

در نهایت باید به این موضوع اشاره داشت که انتخاب یک

گزینه در این گونه مسائل کاملا بستگی به نوع کاربری و نظر کارفرما دارد؛ به عنوان مثال در برخی موارد نرخ انتقال حرارت نسبت به افت فشار از اهمیت بالاتری برخوردار است، پس انتخاب نوع طراحی به سمت نرخ بالای انتقال حرارت رفته که موجب افزایش افت فشار نیز می‌شود. از طرفی دیگر در برخی تحقیقات، افت فشار از اهمیت بیشتری برخوردار است که این باعث انتخاب مواردی می‌شود که از نرخ انتقال حرارت پایین‌تری برخوردار است.

پیشنهاداتی که در این قسمت برای کارهای آتی در جهت بهتر و بهینه‌تر شدن هر چه بیشتر این دسته از مسائل در نظر گرفته شده است عبارتند از:

۱. استفاده از صفحات جداکننده لوله‌ها (Baffle) به صورت موج‌دار به جای صفحات ساده و تخت در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله. به نظر می‌رسد که با استفاده از این نوع صفحات دیگر نیازی به طراحی مولدهای گردابه نباشد و نگرانی نیز در زمینه افت فشار وجود ندارد.
۲. استفاده از توابع دیگر برای مولدهای گردابه مانند موج‌های کسینوسی و منحنی‌های دیگر.
۳. استفاده از آرایش متناوب برای لوله‌ها.
۴. استفاده از آرایش متناوب برای مولدهای گردابه.
۵. استفاده از سیالی متفاوت برای انتقال حرارت مانند آب و یا روغن.

## فهرست علائم

| | |
|---|---|
| مساحت سطح | $A$ |
| ضریب اصطکاک | $C_f$ |
| مقدار گرمای ویژه در حجم ثابت | $C_v$ |
| مقدار گرمای ویژه در فشار ثابت | $C_p$ |
| قطر هیدرولیکی | $D_H$ |
| شتاب جاذبه | $g$ |
| ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی | $h$ |
| عدد کولبرن | $J$ |
| ضریب انتقال حرارت رسانشی | $k$ |
| عدد نوسلت | $Nu$ |
| فشار | $P$ |
| عدد پرانتل | $pr$ |
| عدد رینولدز | $Re$ |
| عدد استانتون | $St$ |
| دما | $T$ |
| زمان | $t$ |
| سرعت در مینیمم سطح | $U_m$ |
| مؤلفه‌های میدان سرعت | w.v.u |
| چگالی | $\rho$ |
| ویسکوزیته دینامیکی | $\mu$ |
| مقدار میانگین فشار در طول مقاطع ورودی | $P_{in}$ |
| مقدار میانگین فشار در طول مقاطع خروجی | $P_{out}$ |

## واژه‌نامه

| | |
|---|---|
| عدد کولبرن | Colburn Number |
| مبدل حرارتی فشرده | Compact Heat Exchanger |
| مولد گردابه تخت | Flat Vortex Generator |
| عامل اصطکاک | Friction Factor |
| جریان تراکم‌ناپذیر | Incompressible Flow |
| ضریب لاندن | London Goodness Factor |
| عدد نوسلت | Nusselt Number |
| عدد پرانتل | Prandtl Number |
| افت فشار | Pressure Drop |
| شرط مرزی فشار خروجی | Pressure Outlet |
| عدد رینولدز | Reynolds Number |
| مولدهای گردابه سینوسی | Sinosidal Vortex Generator |
| عدد استانتون | Stanton Number |
| شرط مرزی متقارن | Symmetry Boundary |
| سرعت ورودی | Velocity Inlet |
| ناحیه برگشت جریان | Wake Area |

## تقدیر و تشکر

## مراجع


[1] A. Hajimohammadi, and M. Rajabi Zargarabadi, “Numerical Simulation of the Effects of Sinusoidal Pulsed Impinging Jet on Heat Transfer from the Concave Cylindrical Surface”, *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 29, no. 1, pp. 17-30, 2018. (in persian) https://doi.org/10.22067/fum-mech.v29i1.59499

[2] H. Eskandari, S. I. Hashemi Marghmolki, "Numerical comparison of thermo-hydraulic characteristics of the shell side of shell-tube heat exchangers with trifoil baffles and sector baffles by means of genetic algorithm", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 35, no. 2, pp. 55-76, (2023) (in persian).

[3] H. Pakdaman, M. R. Alizadeh, and V. Kalanter, "Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger with chevron plates", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 25, no. 1, pp. 47-60, 2013. (in persian) https://doi.org/10.22067/fum-mech.v25i1.16053

[4] A. Žkauskas, "Heat Transfer from Tubes in Crossflow", *Advances in heat transfer*, vol. 18, pp. 87-159, 1987. https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70038-8

[5] J. S. Leu, Y. H. Wu, and J. Y. Jang, "Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, no. 19, pp. 4327-4338, (2004).

[6] A. A. Gholami, M. A. Wahid, and H. A. Mohammed, "Heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-tube compact heat exchangers with wavy rectangular winglet-type vortex generators", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 132-140, 2014. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.02.016

[7] Y. L. He, P. Chu, W. Q. Tao, Y. W. Zhang, and T. Xie, "Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators", *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, no. 2-3, pp.770-783, 2013. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.040

[8] A. J. Modi, and M. K. Rathod, "Comparative study of heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-circular tube compact heat exchangers with sinusoidal wavy and elliptical curved rectangular winglet vortex generator", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 141, pp. 310-326, 2019. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.06.088

[9] M. Awais, and A. A. Bhuiyan, "Enhancement of thermal and hydraulic performance of compact finned-tube heat exchanger using vortex generators (VGs): A parametric study", *International Journal of ThermalSciences*, vol. 140, pp. 154-166, 2019. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.041

[10] G. Lu, and X. Zhai, "Effects of curved vortex generators on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 136 ,pp. 509-518, 2019. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.009

[11] Y. Wang, W. Zhao, P. Wang, J. Jiang, and X. Lou, "Thermal Performance of Elliptical Fin-and-Tube Heat Exchangers with Vortex Generator under Various Inclination Angles", *Journal of Thermal Science*, vol. 30, no. 1, pp. 257-270, 2021. https://doi.org/10.1007/s11630-020-1305-3

[12] D. Sahel, H. Ameur, and K. Alem, "Enhancement of the hydrothermal characteristics of fin-and-tube heat exchangers by vortex generators", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 35, no.1, pp. 152-163, 2021.

[13] S. Caliskan, S. Şevik, and Ö. Özdilli, "Heat transfer enhancement by a sinusoidal wavy plate having punched triangular vortex generators", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 181, pp. 107769, 2022. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107769

[14] H. Naik, S. Tiwari, and H. D. Kim, "Flow and thermal characteristics produced by a curved rectangular winglet vortex generator in a channel", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 135, pp. 106103, 2022. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106103

[15] J. Wu, P. Liu, M. Yu, Z. Liu, and W. Liu, "Thermo-hydraulic performance and exergy analysis of a fin-and-tube heat exchanger with sinusoidal wavy winglet type vortex generators", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 172, pp. 107274, 2022. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107274

[16] A. Arora, and P. M. V. Subbarao, "Geometric parametrization of toe-out type vortex generators for energy-efficient capacity augmentation in finned-tube heat exchangers", *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 42, pp. 101936, 2023. https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101936

[17] P. Saini, A. Dhar, and S. Powar, "Performance enhancement of fin and tube heat exchanger employing curved trapezoidal winglet vortex generator with circular punched holes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 209, pp. 124142, 2023. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124142

[18] H. Sun, H. Fu, H. Ma, T. Sun, Y. Luan, and P. Zunino, "Heat transfer enhancement mechanism of elliptical cylinder for minichannels with delta winglet longitudinal vortex generators", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 198, pp. 108839, 2024. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108839

[19] A. S. Hurry, A. Vafadar, K. Hayward, F. Guzzomi, and K. Rauthan, "Numerical investigation of the thermo-hydraulic performance of a shark denticle-inspired plate fin heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, vol. 239, pp. 122192, 2024. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.122192